

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-189747

(43)Date of publication of application : 28.07.1995

(51)Int.Cl.

F02D 1/02

(21)Application number : 05-330932

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 27.12.1993

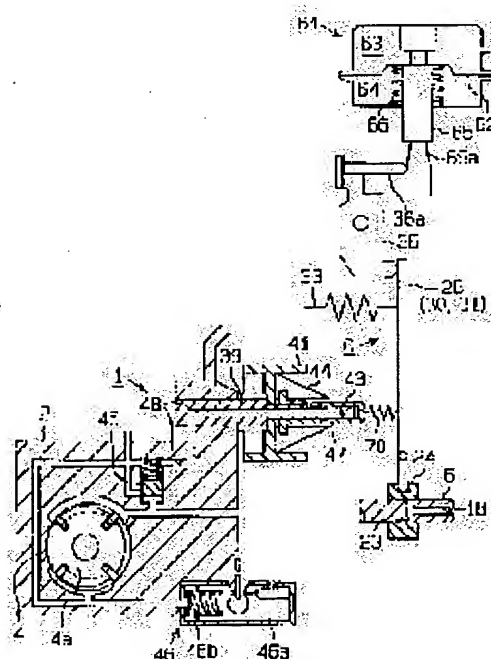
(72)Inventor : MINAMI MINORU

(54) FUEL INJECTION DEVICE FOR DIESEL ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To enlarge the operating area of a load sensing timer and satisfy demand on engine performance.

CONSTITUTION: A fuel injection pump 1 is provided with a load sensing timer (LST) and a boost compensator 61. Since an orifice 47 and a relief passage 48 are tuned, the LST starts operating in the high load stage of a diesel engine E to improve exhaust emission and the like, but at the time of low rotation, there is a case of stress being applied to a governor sleeve 43 even with full load. However, since a coil spring 70 is provided between a governor lever 26 and the tip of the governor sleeve 43, the governor lever 26 does not move due to the drag of the coil spring 70 unless stress of the specified value or more is applied to the governor sleeve 43. At the time of low rotation, the LST is not therefore operated despite large output being demanded.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The plunger for feeding a fuel to a diesel power plant by reciprocation, The spill ring which makes the amount of effective strokes of said plunger change by own migration, The fuel-oil-consumption adjustment device which comes to have the specification-part material for driving according to the load of said diesel power plant, regulating a motion of the centrifugal-spark-advancer lever containing the tension lever for moving said spill ring and said tension lever, and regulating the maximum injection quantity of fuel oil consumption, The cam mechanism for making said plunger reciprocate, and the timer style which adjusts the drive timing of said cam mechanism according to the rotational frequency of said diesel power plant at least, and adjusts fuel injection timing each The fuel injection pump which it comes to have inside, When the amount of supercharge by the supercharger formed in the inhalation-of-air system of said diesel power plant becomes beyond a predetermined value, The charge pressure compensator which increases the quantity of the fuel oil consumption to said diesel power plant by driving said specification-part material in said fuel-oil-consumption adjustment device, and increasing the amount of effective strokes of said plunger, While being supported by shaft orientations movable to the centrifugal-spark-advancer shaft which ***** carries out and has a path, and this centrifugal-spark-advancer shaft and carrying out migration regulation according to the load of said diesel power plant By having the centrifugal-spark-advancer sleeve which has an orifice in self and adjusts a motion of said centrifugal-spark-advancer lever, and controlling the recess of the fuel pressure in said orifice and said said fuel injection pump which misses and passes along a path In the fuel injection equipment of the diesel power plant equipped with the load sensing timer formed in said fuel injection pump which controls said timer style and controls fuel injection timing of a fuel The fuel injection equipment of the diesel power plant characterized by preparing an elastic member between said centrifugal-spark-advancer lever and said centrifugal-spark-advancer sleeve tip.

[Claim 2] Said elastic member is the fuel injection equipment of the diesel power plant according to claim 1 characterized by consisting of a coil spring.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the fuel injection equipment of a diesel power plant, and relates to the fuel injection equipment of the diesel power plant which comes to have the charge pressure compensator (BCS) which makes the quantity of fuel oil consumption increase in detail according to the amount of supercharge of the diesel power plant equipped with the supercharger, and the load sensing timer (latest starting time) which controls fuel injection timing according to an engine load.

[0002]

[Description of the Prior Art] Conventionally, in the diesel power plant equipped with the supercharger, what prepared for example, the charge pressure compensator slack boost compensator (henceforth "BUKON") as a device which increases the quantity of fuel oil consumption at the time of a full load is known (JP,2-61330,A etc.). This drives the specification-part material of the maximum injection quantity of a fuel-oil-consumption adjustment device to an increase-in-quantity side using charge pressure. General BUKON is equipped with the pressure room and back pressure room which were classified by diaphragm, inlet-pipe internal pressure is introduced into a pressure room, and atmospheric pressure is introduced into a back pressure room. Therefore, if a supercharger operates and the charge pressure within inhalation of air becomes beyond a predetermined value, the diaphragm which received this will deflect only predetermined distance and will be driven to a stopper increase-in-quantity-side. Since this stopper is working as a member which regulates the maximum injection quantity of the fuel-oil-consumption adjustment device using the spill ring in a fuel injection pump, the quantity of the fuel oil consumption at the time of a full load will be increased further.

[0003] What, on the other hand, formed the load sensing timer (henceforth "latest starting time") which controls the fuel injection timing to a diesel power plant is known (JP,61-51445,U). This latest starting time is for controlling the pressure in a pump house and acquiring the timer tooth-lead-angle property according to an engine load. That is, at the time of light load transit, it is controlled so that the amount of timer tooth lead angles decreases by latest starting time, and at the time of heavy load transit, it is controlled so that the amount of tooth lead angles of a timer increases.

[0004] If it explains in more detail, latest starting time is equipped with the centrifugal-spark-advancer shaft which ***** carries out and has a path, the centrifugal-spark-advancer sleeve supported by shaft orientations movable to this centrifugal-spark-advancer shaft, and the flyweight attached in this centrifugal-spark-advancer sleeve. The orifice is formed in self while migration regulation of the centrifugal-spark-advancer sleeve is carried out according to the load of a diesel power plant.

[0005] And in a certain engine load, a centrifugal-spark-advancer sleeve is pushed by flyweight and it moves. And when ***** carries out and a path and an orifice are in agreement, the orifice of a centrifugal-spark-advancer sleeve and centrifugal-spark-advancer shaft ** carry out the fuel in a pump house, it escapes to the inlet side of a feed pump through a path, and a pressure declines. For this reason, a timer piston is pulled back by the energization force of a timer spring to a lag side, and it is controlled so that the amount of timer tooth lead angles decreases. Consequently, while a knock sound is reduced at the time of a light load and silence is secured, prevention of the improvement in exhaust air emission and a flame failure, and white smoke is achieved. On the other hand, when it is controlled so that the

amount of timer tooth lead angles increases, improvement in an output is mainly achieved. As for latest starting time, an engine load operates among 70 - 25%, and the amount of tooth lead angles (the amount of lags) is influenced by the magnitude of an orifice and the location which were established in the centrifugal-spark-advancer sleeve, and the spring constant of a timer spring.

[0006] By recent years, the technique possessing both above-mentioned both equipments, i.e., BUKON, and latest starting time is also considered increasingly. It seems that in this case, the relation between an engine speed and fuel oil consumption is shown in drawing 11. As shown in this drawing, BUKON prepares and the injection quantity becomes a ***** case with a big thing compared with the case where BUKON is not prepared. On the other hand, when latest starting time to which the so-called general tuning was given is prepared, it has the property that a little few fields where latest starting time begins to operate are than characteristics of spray amount in case BUKON prepares and there is nothing ***** . And if the injection quantity falls to a predetermined amount, actuation of latest starting time will be completed.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, there was fault as shown below with the above-mentioned conventional technique. That is, if it carries out from a viewpoint of improvement in exhaust air emission, and prevention of the noise, as shown in drawing 12, the direction [the field where latest starting time operates is large] is the phase (there is much injection quantity) of a heavy load comparatively, and it is desirable for latest starting time to begin to operate. What is necessary is to miss with said orifice and just to tune up distance with a path suitably, in order to make it become such a property.

[0008] However, at the time of the low rotation with low (or it is not supercharging) charge pressure, when tuning up so that it may have the above properties, even if it was a full load (accelerator pedal full open), there was a possibility that latest starting time might operate. Therefore, as shown in drawing 13, there was a possibility that latest starting time may operate even if it is the case where the big output is demanded by full open, and the amount of treading in of an accelerator pedal may be controlled at a lag side, without being controlled to the tooth-lead-angle side as which the timer was required for this reason. Consequently, while the output engine performance in this low rotation field will run short remarkably, the yield of a smoke increased and there was a possibility of saying that the demand on an engine performance cannot be satisfied.

[0009] This invention is made in view of the situation mentioned above, and in the fuel injection equipment of the diesel power plant which comes to have a charge pressure compensator and a load sensing timer, the purpose can make [both] the operating space of a load sensing timer large, and, moreover, is to offer the fuel injection equipment of the diesel power plant with which can be satisfied of the demand on an engine performance.

[0010]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, it sets to the 1st invention. The plunger for feeding a fuel to a diesel power plant by reciprocation, The spill ring which makes the amount of effective strokes of said plunger change by own migration, The fuel-oil-consumption adjustment device which comes to have the specification-part material for driving according to the load of said diesel power plant, regulating a motion of the centrifugal-spark-advancer lever containing the tension lever for moving said spill ring and said tension lever, and regulating the maximum injection quantity of fuel oil consumption, The cam mechanism for making said plunger reciprocate, and the timer style which adjusts the drive timing of said cam mechanism according to the rotational frequency of said diesel power plant at least, and adjusts fuel injection timing each The fuel injection pump which it comes to have inside, When the amount of supercharge by the supercharger formed in the inhalation-of-air system of said diesel power plant becomes beyond a predetermined value, The charge pressure compensator which increases the quantity of the fuel oil consumption to said diesel power plant by driving said specification-part material in said fuel-oil-consumption adjustment device, and increasing the amount of effective strokes of said plunger, While being supported by shaft orientations movable to the centrifugal-spark-advancer shaft which ***** carries out and has a path, and this centrifugal-spark-advancer shaft and carrying out migration regulation according to the load of said diesel power plant By having the centrifugal-spark-advancer sleeve which has an orifice in self and

adjusts a motion of said centrifugal-spark-advancer lever, and controlling the recess of the fuel pressure in said orifice and said fuel injection pump which misses and passes along a path In the fuel injection equipment of the diesel power plant equipped with the load sensing timer formed in said fuel injection pump which controls said timer style and controls fuel injection timing of a fuel It is making to have prepared the elastic member between said centrifugal-spark-advancer lever and said centrifugal-spark-advancer sleeve tip into the summary.

[0011] Moreover, in the 2nd invention, said elastic member indicated by the 1st invention makes it the summary to consist of a coil spring.

[0012]

[Function] According to the configuration of invention of the above 1st, by the cam mechanism, a plunger reciprocates in a fuel injection pump.

[0013] Moreover, by the fuel-oil-consumption adjustment device, a fuel is fed by reciprocation of a plunger to a diesel power plant. The centrifugal-spark-advancer lever which contains a tension lever according to the load of a diesel power plant drives, and a spill ring moves. At this time, the amount of effective strokes of a plunger is changed by migration of a spill ring. Moreover, a motion of a tension lever is regulated by specification-part material, and the maximum injection quantity of fuel oil consumption is regulated.

[0014] Furthermore, at timer guard, according to the rotational frequency of a diesel power plant, the drive timing of a cam mechanism is adjusted at least, and fuel injection timing is adjusted. Moreover, when a supercharger is formed in the inhalation-of-air system of a diesel power plant and the amount of supercharge by this supercharger becomes beyond a predetermined value, a charge pressure compensator drives the specification-part material in said fuel-oil-consumption adjustment device. Thereby, the amount of effective strokes of a plunger increases and the quantity of the fuel oil consumption to a diesel power plant is increased.

[0015] Furthermore, the centrifugal-spark-advancer sleeve supported by shaft orientations movable to the centrifugal-spark-advancer shaft of the load sensing timer formed in the fuel injection pump adjusts a motion of a centrifugal-spark-advancer lever. and the time of the orifice of a centrifugal-spark-advancer sleeve and ***** of a centrifugal-spark-advancer shaft carrying out, and a path being in agreement -- an orifice -- and it misses, it passes along a path and the recess of the fuel pressure in a fuel injection pump is controlled. Thereby, a timer style is controlled and fuel injection timing of a fuel is controlled.

[0016] And in this invention, a diesel power plant is the phase of a heavy load comparatively an orifice and by missing and achieving tuning of a path, and it is able to make it for a load sensing timer to begin to operate. By giving this tuning, improvement in exhaust air emission and prevention of the noise are achieved. And at the time of the low rotation with low (or it is not supercharging) charge pressure, when the above tuning is given, even if it is a full load (accelerator pedal full open), stress may join a centrifugal-spark-advancer sleeve and this centrifugal-spark-advancer sleeve may move.

[0017] However, according to the configuration of this invention, the elastic member is prepared between the centrifugal-spark-advancer lever and the centrifugal-spark-advancer sleeve tip. For this reason, by existence of an elastic member, a centrifugal-spark-advancer lever does not move, unless the stress beyond a predetermined value is added. Therefore, it becomes possible to regulate migration of a centrifugal-spark-advancer lever at the time of low rotation of a diesel power plant. Therefore, in spite of demanding the big output at the time of low rotation, it is prevented that a load sensing timer will operate and a timer style will be controlled at a lag side.

[0018] Moreover, according to the 2nd invention, the elastic member of the 1st invention consists of a coil spring. Therefore, in addition to an operation of the 1st invention, a property becomes possible [adjusting easily] by adjusting the spring constant of a coil spring etc. Moreover, since many other springs are also arranged in a fuel injection pump and it gets, there is also no fear, such as corrosion and breakage. Furthermore, wearing and removal to a centrifugal-spark-advancer lever and a centrifugal-spark-advancer sleeve tip are performed easily.

[0019]

[Example] Hereafter, one example which materialized the fuel injection equipment of the diesel power plant in this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0020] Drawing 1 is the outline block diagram showing the principal part of the fuel injection equipment of a diesel power plant carried in the car in this example. Moreover, drawing 2 shows the outline sectional view of the diesel-power-plant system with a supercharger in this example.

[0021] As shown in these drawings, the distributor type pump 1 for injecting a fuel into this engine E is formed in the diesel power plant E. Moreover, the inhalation-of-air path 49 and flueway 50 which are open for free passage in each gas column are established in the diesel power plant E, respectively. Moreover, the compressor 52 of the turbocharger 51 which constitutes a supercharger is formed in the inhalation-of-air path 49, and the turbine 53 of a turbocharger 51 is formed in the flueway 50. Furthermore, way SUTOGETOBARUBU 54 is formed in the flueway 50. As everyone knows, a turbocharger 51 rotates a turbine 53 using the energy of exhaust gas, rotates the compressor 52 on the same axle, and carries out the pressure up of the inhalation air. And by carrying out the pressure up of the inhalation air, the fuel with which the air of high density was sent into the main combustion chamber 55, and was injected through the secondary combustion chamber 56 burns so much, and the output of a diesel power plant E increases. Moreover, the pressure-up level of the inhalation air by the turbocharger 51 is adjusted by opening and closing way SUTOGETOBARUBU 54.

[0022] Next, a distributor type pump 1 is explained in detail. The drive shaft 3 prolonged to the longitudinal direction of drawing 2 is arranged by the pump housing 2 lower part of a distributor type pump 1. The rotation drive of this drive shaft 3 is carried out by the diesel power plant E. On the drive shaft 3, Rota 4a of the vane mold feed pump (in drawing 1, developed 90 degrees) 4 for supplying the fuel in a fuel tank (not shown) to the combustion chamber 14 in pump housing 2 is really attached pivotable.

[0023] In the pump housing 2 lower part, a cylinder 5 is attached on the same axis as a drive shaft 3, and the plunger 6 for fuel pressurization is fitted in possible [sliding] into this cylinder 5. The space between the apical surface (right end side of drawing) of a plunger 6 and the inner base of a cylinder serves as hyperbaric chamber 7. The drive shaft 3 and the plunger 6 are connected by the coupling 8 which is not illustrated. By this connection, the plunger 6 is pivotable in [as a drive shaft 3] one, and relative migration in the direction of an axis (longitudinal direction of drawing) is possible to a drive shaft 3.

[0024] The roller ring 10 centering on a drive shaft 3 is attached in the pump housing 2 lower part free [rotation]. Two or more rollers are supported for equiangular [every] by the field by the side of the plunger 6 of the roller ring 10. On the other hand, the cam plate 12 is really attached in the end face section (left end section of drawing) of a plunger 6 pivotable. Face cam 12a of the number of gas columns and the same number of a diesel power plant E is formed in the field by the side of the drive shaft 3 of a cam plate 12. The plunger 6 and the cam plate 12 are always pushed against the roller with the spring 13. And by transmitting the turning effort of said drive shaft 3 to a cam plate 12 through coupling 8, while this cam plate 12 and a plunger 6 rotate, it reciprocates to the longitudinal direction in drawing. The inside of said hyperbaric chamber 7 is pressurized and decompressed by this reciprocation. The cam mechanism is constituted by these roller ring 10, the roller, the cam plate 12, and the spring 13 grade.

[0025] In order to distribute and feed the pressurization fuel in said hyperbaric chamber 7 to the fuel injection valve prepared for every gas column of a diesel power plant E, the fuel injection valve is connected through the fuel pipe 20 grade which the fuel path 18 was formed in the plunger 6, and was formed in this fuel path 18 and pump housing 2.

[0026] In order to terminate said injection, the spill port 23 which extends to the method of the outside of radial centering on said fuel path 18 is established in the end face section side of a plunger 6. Opening of the spill port 23 is carried out to the peripheral face of a plunger 6. moreover, that relative sliding to the direction of an axis of the spill ring 24 is possible on a plunger 6 and relativity -- it is attached outside rotatable. Feeding of a fuel is ended, when a plunger 6 **** further after said injection stroke, the spill port 23 taken up with the spill ring 24 escaped from and comes out from the plunger 6 tip side edge side (right end side) of the spill ring 24 and it is wide opened in a combustion chamber 14. At this time, a pressurization fuel carries out overflow from the spill port 23, and a pressure declines rapidly. Feeding of a fuel finishes by the pressure drop and the fuel injection from a fuel injection valve is also suspended.

[0027] The injection quantity of a fuel is determined by the distance (the amount of effective strokes) of the plunger 6 which moves by pressurization termination from pressurization initiation. Adjustment of fuel oil consumption is performed by changing this amount of effective strokes.

[0028] Since the stroke of reciprocation of a plunger 6 is fixed, he is trying to change the location of the direction of an axis of the spill ring 24 on the occasion of this adjustment. In this example, if the variation rate of the spill ring 24 is carried out to the method of the right of drawing, the amount of effective strokes will increase, termination of pressurization will become slow, and fuel oil consumption will increase. Contrary to this, if the variation rate of the spill ring 24 is carried out to the left of drawing, the amount of effective strokes will become short, termination of pressurization will become early, and fuel oil consumption will decrease.

[0029] Furthermore, in order to adjust the location of said spill ring 24 according to the operation situation (an engine speed and load) of a diesel power plant E, the centrifugal-spark-advancer style G of a centrifugal-force type is built in pump housing 2. That is, the injection-quantity adjustment device is constituted from this example by the plunger 6, the spill ring 24, the centrifugal-spark-advancer style G, etc.

[0030] Explanation of this centrifugal-spark-advancer style G forms the centrifugal-spark-advancer lever 26 which has a tension lever 30 and a control lever 31 in pump housing 2. The centrifugal-spark-advancer lever 26 is caught by the full-load adjuster 28 attached in the pump housing 2 upper part rotatable. In the centrifugal-spark-advancer lever 26, a pivot 29 is fixed further and the tension lever 30 and the control lever 31 are connected with this pivot 29 rotatable. The lower limit of a control lever 31 is connected with the spill ring 24, and when this connection part moves in the direction of an axis, the location of the spill ring 24 changes.

[0031] Moreover, said full-load adjuster 28 is for adjusting the fuel oil consumption at the time of a full load, if this is thrust, the centrifugal-spark-advancer lever 26 will rotate in the direction of a counterclockwise rotation, and a pivot 29 and the spill ring 24 will move it in the fuel increase-in-quantity direction (right of drawing).

[0032] On the other hand, the adjusting lever 32 is attached in pump housing 2 rotatable. The adjusting lever 32 is connected with the accelerator pedal, and is rotated between an idle location and a full load location according to the amount of treading in. Adjusting lever 32 and said tension lever 30 upper limit is connected by the control spring 33 grade. And if it gets into an accelerator pedal and the adjusting lever 32 rotates, a control spring 33 will be pulled and a tension lever 30 will rotate in the direction of a counterclockwise rotation. By this rotation, a pivot 29 and the spill ring 24 move in the fuel increase-in-quantity direction. Rotation of a tension lever 30 is regulated by the stopper 36 as specification-part material.

[0033] In addition, between said control levers 31 and tension levers 30, coiled form idle spring 37 and tabular start spring 38 intervene.

[0034] On the other hand, above said drive shaft 3, the centrifugal-spark-advancer shaft 39 is supported pivotable, and the transfer gear 40 and the centrifugal-spark-advancer case 41 are attached in the periphery. The transfer gear 40 has geared to the timing gear on said drive shaft 3, and it accelerates it with rotation of the timing gear, and it is rotated. On the centrifugal-spark-advancer shaft 39, the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 was attached outside possible [sliding to the direction of an axis], and the tip is in contact with said control lever 31. Two or more flyweight 44 is formed in the centrifugal-spark-advancer case 41, and these transmit the centrifugal force according to the engine speed of the transfer gear 40 to the centrifugal-spark-advancer sleeve 43. And when an engine speed becomes high, flyweight 44 opens, and the stress to the method of the right of drawing is given, and it is made to move to the centrifugal-spark-advancer sleeve 43. And a control lever 31 is rotated in the direction of a clockwise rotation, and the spill ring 24 is moved in the injection-quantity loss-in-quantity direction (left of drawing).

[0035] Moreover, the hydraulic timer 46 for fuel-injection-timing control (developed 90 degrees by a diagram) which operates with the fuel pressure in a combustion chamber 14 is built in the lower part of pump housing 2. A timer 46 controls the reciprocation timing of the stage 12 when face cam 12a engages with a roller, i.e., a cam plate, and a plunger 6 by adjusting the location of the roller ring 10 to the hand of cut of a drive shaft 3. The timer 46 is equipped with timer piston 46a and timer spring 46b.

[0036] Furthermore, in this example, the well-known load sensing timer (latest starting time) is formed. That is, as shown in drawing 1, an orifice 47 is formed in said centrifugal-spark-advancer sleeve 43, ***** makes it the centrifugal-spark-advancer shaft 39, and the path 48 is formed in it. ***** carries out and the path 48 is opened for free passage by the inlet side of a feed pump 4 through the regulating bulb 45.

[0037] And when the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 is pushed by flyweight 44, and is displaced relatively, ***** considers as an orifice 47 and a path 48 is in agreement, ***** carries out the fuel in a combustion chamber 14, and it escapes to the inlet side of a feed pump 4 through a path 48. For this reason, timer piston 46a of said timer 46 is pulled back by the energization force of timer spring 46b, and fuel injection timing is controlled to a lag side.

[0038] Furthermore, in this example, the boost compensator (BUKON) 61 as a well-known charge pressure compensator is formed in the upper part of pump housing 2. This BUKON 61 drives said stopper 36 to a fuel oil consumption increase-in-quantity-side using the charge pressure by said turbo CHAJA 51. BUKON 61 is equipped with the pressure room 63 and the back pressure room 64 which were classified by diaphragm 62, and the push rod 65 is formed in diaphragm 62. Moreover, the push rod 65 was equipped with taper section 65a, and the amount of [of connecting pin 36a prepared at the tip of said stopper 36] point is in contact with this taper section 65a. The internal pressure of said inhalation-of-air path 49 is introduced into said pressure room 63, and atmospheric pressure is introduced into the back pressure room 64.

[0039] And if a turbocharger 51 operates and the charge pressure in the inhalation-of-air path 49 becomes beyond a predetermined value, as shown in drawing 3, only predetermined distance will deflect the diaphragm 62 which received this down the drawing. In connection with this, a push rod 65 resists the energization force of a spring 66 prepared in the surroundings of it, and moves down the drawing. While connecting pin 36a moves according to an operation of said taper section 65a at this time, said stopper 36 rotates (for this reason, a stopper 36 is also called a rocker arm). Since this stopper 36 is what regulates said tension lever 30, the movement magnitude of a tension lever 30 comes to be expanded by rotation of this stopper 36. Consequently, spill RUNGU 24 is moved to an increase-in-quantity side, and the quantity of the fuel oil consumption at the time of a full load is increased.

[0040] Now, in this example, as shown in drawing 1, between the control lever 31 of said centrifugal-spark-advancer lever 26, and the point of said centrifugal-spark-advancer sleeve 43, the coil spring 70 as an elastic member is formed. This coil spring 70 is constituted by the material equivalent to other springs with which it is prepared in the fuel injection pump 1.

[0041] Next, the operation and effectiveness of this example which were constituted as mentioned above are explained. Fundamentally, a plunger 6 reciprocates by cam mechanisms 10, 12, and 13 in a fuel injection pump 1.

[0042] Moreover, by the fuel-oil-consumption adjustment device, a fuel is fed by reciprocation of a plunger 6 to a diesel power plant E, and a fuel is injected. At this time, the centrifugal-spark-advancer lever 26 which contains a tension lever 30 according to the load (opening of an accelerator pedal) of a diesel power plant E drives, and the spill ring 24 moves. At this time, the amount of effective strokes of a plunger 6 is changed by migration of the spill ring 24. Moreover, by the stopper 36, a motion of a tension lever 30 is regulated and the maximum injection quantity is regulated.

[0043] Furthermore, in a timer 26, according to the rotational frequency of a diesel power plant E, the drive timing of cam mechanisms 10, 12, and 13 is adjusted at least, and fuel injection timing is adjusted.

[0044] Moreover, when a turbocharger 51 is formed in the inhalation-of-air path 49 of a diesel power plant E and the amount of supercharge by this turbocharger 51 becomes beyond a predetermined value, BUKON 61 rotates said stopper 36 by the motion mentioned above. Thereby, the amount of effective strokes of a plunger 6 increases, and increase in quantity of the fuel oil consumption to a diesel power plant E is achieved.

[0045] Furthermore, the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 supported by shaft orientations movable to the centrifugal-spark-advancer shaft 39 of latest starting time prepared in the fuel injection pump 1 adjusts a motion of the centrifugal-spark-advancer lever 26. And as shown in drawing 6, when the orifice 47 of the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 and ***** of the centrifugal-spark-advancer shaft 39 carry out and a path 48 is in agreement, it reaches orifice 47, misses, it passes along a path 48,

and the recess of the fuel pressure in a fuel injection pump 1 is permitted. Thereby, a timer 46 drives as mentioned above and fuel injection timing of a fuel is controlled at a lag side.

[0046] And in this example, an orifice 47 and by missing and achieving tuning of a path 48, as shown in drawing 9, latest starting time is beginning (the field where latest starting time begins to operate has shifted to a heavy load side comparatively) to operate [come] in the phase of the heavy load of a diesel power plant 1 comparatively. By giving this tuning, improvement in exhaust air emission and prevention of the noise are achieved. And at the time of the low rotation with low (or it is not supercharging) charge pressure, when the above tuning is given, even if it is a full load (accelerator pedal full open), in drawing 4 and 7, stress may be applied to the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 on the right-hand side of drawing. In this case, with the conventional technique, the centrifugal-spark-advancer sleeve had moved to right-hand side.

[0047] However, according to this example, the coil spring 70 is formed between the centrifugal-spark-advancer lever 26 and centrifugal-spark-advancer sleeve 43 tip. For this reason, according to the reaction of this coil spring 70, the centrifugal-spark-advancer lever 26 does not move, unless the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 is joined by the stress beyond a predetermined value. Therefore, it becomes possible to regulate migration of the centrifugal-spark-advancer lever 26 at the time of low rotation of a diesel power plant E. Therefore, as shown in drawing 9 and 10, in spite of demanding the big output at the time of low rotation, it can prevent that latest starting time will operate and a timer 26 will be controlled at a lag side. Consequently, the demands on the engine performance of a diesel power plant E (improvement in output characteristics, generating prevention of a smoke, aggravation prevention of fuel consumption, etc.) can fully be satisfied.

[0048] As an engine speed increases and it is shown in drawing 5, and 6 and 8 on the other hand, when the stress more than the stress beyond a predetermined value, i.e., the reaction of a coil spring 70, joins the centrifugal-spark-advancer sleeve 43, as usual, the centrifugal-spark-advancer sleeve 43 moves, ***** considers as an orifice 47, and a path 48 is in agreement. For this reason, it reaches orifice 47, misses, it passes along a path 48, and the recess of the fuel pressure in a fuel injection pump 1 is permitted. Therefore, a timer 46 drives and fuel injection timing of a fuel can be controlled to a lag side. That is, when a rotational frequency is more than predetermined, the operating space of latest starting time can be made large.

[0049] that is, according to this example, the demand on that the operating space of latest starting time can be made large, simultaneously the engine performance of a diesel power plant E can fully be satisfied.

[0050] Moreover, in this example, the coil spring 70 was adopted as an elastic member. Therefore, a property can be easily adjusted by adjusting the spring constant of a coil spring 70 etc. suitably. Moreover, since many other springs are also arranged in a fuel injection pump 1 and it gets, there is also no fear, such as corrosion and breakage. Furthermore, wearing and removal to the centrifugal-spark-advancer lever 26 and centrifugal-spark-advancer sleeve 43 tip can be performed comparatively easily.

[0051] In addition, this invention is not limited to said example, and in the range which does not deviate from the meaning of invention, a part of configuration can be changed suitably and it can also carry it out as follows.

(1) In said example, although the coil spring 70 was adopted as an elastic member, as long as it is the elastic member which can regulate migration of the centrifugal-spark-advancer sleeve 43, elastic bodies (however, thing which is not corroded and damaged with a fuel etc.), such as a jackpot, rubber, or sponge, may be adopted, for example at the time of a low engine speed.

[0052] (2) Although the coil spring 70 was formed between centrifugal-spark-advancer sleeve 43 tip and the control lever 31 of the centrifugal-spark-advancer lever 26, you may make it form a coil spring 70 in said example between centrifugal-spark-advancer sleeve 43 tip and the tension lever 30 of the centrifugal-spark-advancer lever 26.

[0053] (3) You may be a supercharger although the turbocharger 51 was adopted as a supercharger in said example.

[0054]

[Effect of the Invention] As explained in full detail above, according to this invention, in the fuel injection equipment of the diesel power plant which comes to have both a charge pressure compensator

and a load sensing timer, the operating space of a load sensing timer can be made large, and, moreover, the outstanding effectiveness that the demand on an engine performance can be satisfied is done so.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-189747

(43) 公開日 平成7年(1995)7月28日

(51) Int.Cl.⁶

F 0 2 D 1/02

識別記号

3 1 1 E

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平5-330932

(22) 出願日 平成5年(1993)12月27日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 南 実

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

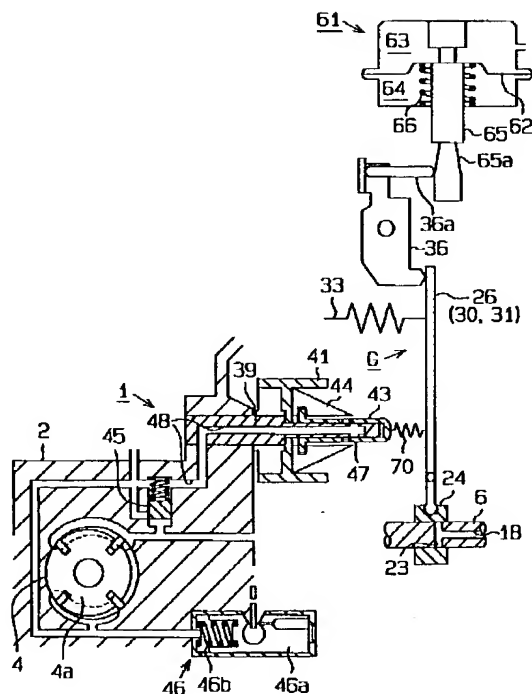
(74) 代理人 弁理士 恩田 博宜

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンの燃料噴射装置

(57) 【要約】

【目的】 ロードセンシングタイマの作動領域を広くすることができ、しかも、エンジン性能上の要求を満足できるようにする。

【構成】 燃料噴射ポンプ1は、ロードセンシングタイマ(LST)と、ブーストコンペンセータ61とを備える。オリフィス47及び逃がし通路48のチューニングが図られることにより、ディーゼルエンジンEの高負荷の段階でLSTが作動しはじめ、排気エミッションの向上等が図られるが、低回転時に全負荷であってもガバナスリーブ43に応力がかかることがある。しかし、ガバナレバー26とガバナスリーブ43先端の間にはコイルスプリング70が設けられており、該コイルスプリング70の抗力により、ガバナスリーブ43に所定値以上の応力が加わらない限りガバナレバー26は移動しない。従って、低回転時において、大きな出力が要求されているにもかかわらず、LSTが作動することはない。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 往復動により燃料をディーゼルエンジンへ圧送するためのプランジャ、自身の移動により前記プランジャの有効ストローク量を変更させるスピルリング、前記ディーゼルエンジンの負荷に応じて駆動され、前記スピルリングを移動させるためのテンションレバーを含むガバナレバー及び前記テンションレバーの動きを規制して燃料噴射量の最大噴射量を規制するための規制部材を備えてなる燃料噴射量調整機構と、前記プランジャを往復動させるためのカム機構と、少なくとも前記ディーゼルエンジンの回転数に応じて前記カム機構の駆動タイミングを調節して燃料噴射時期を調整するタイマ機構とをそれぞれ内部に有してなる燃料噴射ポンプと、前記ディーゼルエンジンの吸気系に設けられた過給機による過給量が所定値以上となったとき、前記燃料噴射量調整機構における前記規制部材を駆動して、前記プランジャの有効ストローク量を増大させることにより前記ディーゼルエンジンへの燃料噴射量を増量する過給圧補償装置と、燃料圧逃がし通路を有するガバナシャフトと、該ガバナシャフトに対し軸方向に移動可能に支持され、前記ディーゼルエンジンの負荷に応じて移動規制されるとともに、自身にはオリフィスを有し、かつ、前記ガバナレバーの動きを調整するガバナスリーブとを備え、前記オリフィス及び前記逃がし通路を通過しての前記燃料噴射ポンプ内の燃料圧力の逃げを制御することにより、前記タイマ機構を制御して燃料の噴射時期を制御する前記燃料噴射ポンプ内に設けられたロードセンシングタイマとを備えたディーゼルエンジンの燃料噴射装置において、前記ガバナレバーと前記ガバナスリーブ先端との間に、弾性部材を設けたことを特徴とするディーゼルエンジンの燃料噴射装置。

【請求項2】 前記弾性部材は、コイルスプリングよりなることを特徴とする請求項1に記載のディーゼルエンジンの燃料噴射装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明はディーゼルエンジンの燃料噴射装置に係り、詳しくは、過給機を備えたディーゼルエンジンの過給量に応じて燃料噴射量を増量させる過給圧補償装置（BCS）と、エンジン負荷に応じて噴射時期を制御するロードセンシングタイマ（LST）とを備えてなるディーゼルエンジンの燃料噴射装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来、過給機を備えたディーゼルエンジンにおいては、燃料噴射量を全負荷時に増量する機構として例えば過給圧補償装置たるブーストコンペンセータ（以下、「ブーコン」という）を設けたものが知られている（特開平2-61330号公報等）。これは、燃料

噴射量調整機構の最大噴射量の規制部材を、過給圧を用いて増量側に駆動するものである。一般的なブーコンは、ダイヤフラムにより区分された圧力室と背圧室とを備え、圧力室には吸気管内圧が導入され、背圧室には大気圧が導入される。従って、過給機が作動して吸気管内の過給圧が所定値以上になると、これを受けたダイヤフラムは所定距離だけ偏倚し、ストッパーを増量側に駆動する。このストッパーは、燃料噴射ポンプにおけるスピルリングを用いた燃料噴射量調整機構の最大噴射量を規制する部材として働いているので、全負荷時の燃料噴射量はさらに増量されることとなる。

【0003】一方、ディーゼルエンジンに対する燃料噴射時期を制御するロードセンシングタイマ（以下、「LST」という）を設けたものが知られている（実開昭61-51445号公報）。このLSTは、ポンプ室内の圧力を制御して、エンジン負荷に応じたタイマ進角特性を得るためのものである。すなわち、軽負荷走行時には、LSTによりタイマ進角量が少なくなるよう制御され、高負荷走行時にはタイマの進角量が多くなるよう制御される。

【0004】より詳しく説明すると、LSTは、燃料圧逃がし通路を有するガバナシャフトと、該ガバナシャフトに対し軸方向に移動可能に支持されたガバナスリーブと、該ガバナスリーブに取付けられたフライウエイトとを備えている。ガバナスリーブは、ディーゼルエンジンの負荷に応じて移動規制されるとともに、自身にはオリフィスが形成されている。

【0005】そして、あるエンジン負荷において、フライウエイトによりガバナスリーブが押されて移動する。そして、燃料圧逃がし通路とオリフィスとが一致した場合に、ポンプ室内の燃料は、ガバナスリーブのオリフィス、ガバナシャフト逃がし通路を通過してフィードポンプの吸入側へ逃げ、圧力が低下する。このため、タイマピストンはタイマスプリングの付勢力により遅角側へと引き戻され、タイマ進角量が少なくなるよう制御される。その結果、軽負荷時にはノック音が低減され、静粛性が確保されるとともに、排気エミッションの向上及び失火、白煙の防止が図られる。一方、タイマ進角量が多くなるよう制御された場合には、主として出力の向上が図られる。LSTは、エンジン負荷が70～25%の間で作動し、進角量（遅角量）は、ガバナスリーブに設けられたオリフィスの大きさや位置、及びタイマスプリングのばね定数によって左右される。

【0006】近年では、上記の両装置、すなわち、ブーコン及びLSTと共に具備した技術というのも考えられるようになってきている。この場合、エンジン回転数と燃料噴射量との関係は、図11に示すようなものとなる。同図に示すように、ブーコンが設けられている場合には、ブーコンが設けられていない場合に比べて、噴射量は大きなものとなる。一方で、いわゆる一般的なチュー

3

ニングの施されたLSTを設けた場合、LSTが作動し始める領域は、ブーコンが設けられていない場合の噴射量特性よりも幾分少ないという特性を有する。そして、噴射量が所定の量まで低下したならば、LSTの作動が完了する。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上記従来技術では、以下に示すような不具合があった。すなわち、排気エミッションの向上、騒音の防止という観点からすれば、図12に示すように、LSTの作動する領域は広い方が、すなわち、比較的高負荷の（噴射量の多い）段階で、LSTが作動し始めることが望ましい。このような特性となるようにするためには、前記オリフィスと逃がし通路との距離を適宜にチューニングしてやればよい。

【0008】しかし、上記のような特性を有するようにチューニングを施した場合、過給圧が低い（もしくは過給していない）低回転時には、全負荷（アクセルペダル全開）であっても、LSTが作動してしまうおそれがあった。そのため、図13に示すように、アクセルペダルの踏込量が全開で、大きな出力が要求されている場合であっても、LSTが作動してしまい、このため、タイマが要求された進角側へは制御されずに、遅角側に制御されてしまうおそれがあった。その結果、かかる低回転領域における出力性能が著しく不足してしまうとともに、スモークの発生量が增大してしまい、エンジン性能上の要求を満足させることができないというおそれがあった。

【0009】本発明は前述した事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、過給圧補償装置とロードセンシングタイマとを共に備えてなるディーゼルエンジンの燃料噴射装置において、ロードセンシングタイマの作動領域を広くすることができ、しかも、エンジン性能上の要求を満足することのできるディーゼルエンジンの燃料噴射装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、第1の発明においては、往復動により燃料をディーゼルエンジンへ圧送するためのプランジャ、自身の移動により前記プランジャの有効ストローク量を変更させるスピルリング、前記ディーゼルエンジンの負荷に応じて駆動され、前記スピルリングを移動させるためのテンションレバーを含むガバナレバー及び前記テンションレバーの動きを規制して燃料噴射量の最大噴射量を規制するための規制部材を備えてなる燃料噴射量調整機構と、前記プランジャを往復動させるためのカム機構と、少なくとも前記ディーゼルエンジンの回転数に応じて前記カム機構の駆動タイミングを調節して燃料噴射時期を調整するタイマ機構とをそれぞれ内部に有してなる燃料噴射ポンプと、前記ディーゼルエンジンの吸気系に設けられた

4

過給機による過給量が所定値以上となったとき、前記燃料噴射量調整機構における前記規制部材を駆動して、前記プランジャの有効ストローク量を増大させることにより前記ディーゼルエンジンへの燃料噴射量を増量する過給圧補償装置と、燃料圧逃がし通路を有するガバナシャフトと、該ガバナシャフトに対し軸方向に移動可能に支持され、前記ディーゼルエンジンの負荷に応じて移動規制されるとともに、自身にはオリフィスを有し、かつ、前記ガバナレバーの動きを調整するガバナスリーブとを備え、前記オリフィス及び前記逃がし通路を通っての前記燃料噴射ポンプ内の燃料圧力の逃げを制御することにより、前記タイマ機構を制御して燃料の噴射時期を制御する前記燃料噴射ポンプ内に設けられたロードセンシングタイマとを備えたディーゼルエンジンの燃料噴射装置において、前記ガバナレバーと前記ガバナスリーブ先端との間に、弾性部材を設けたことをその要旨としている。

【0011】また、第2の発明においては、第1の発明に記載された前記弾性部材は、コイルスプリングよりなることをその要旨としている。

【0012】

【作用】上記第1の発明の構成によれば、燃料噴射ポンプ内において、カム機構では、プランジャが往復動される。

【0013】また、燃料噴射量調整機構では、プランジャの往復動により燃料がディーゼルエンジンへ圧送される。ディーゼルエンジンの負荷に応じてテンションレバーを含むガバナレバーが駆動され、スピルリングが移動する。このとき、スピルリングの移動により、プランジャの有効ストローク量が増大される。また、規制部材により、テンションレバーの動きが規制されて、燃料噴射量の最大噴射量が規制される。

【0014】さらに、タイマ機構では、少なくともディーゼルエンジンの回転数に応じてカム機構の駆動タイミングが調節されて燃料噴射時期が調整される。また、ディーゼルエンジンの吸気系には過給機が設けられ、該過給機による過給量が所定値以上となったとき、過給圧補償装置は、前記燃料噴射量調整機構における規制部材を駆動する。これにより、プランジャの有効ストローク量が増大され、ディーゼルエンジンへの燃料噴射量が増大される。

【0015】さらに、燃料噴射ポンプ内に設けられたロードセンシングタイマの、ガバナシャフトに対し軸方向に移動可能に支持されたガバナスリーブは、ガバナレバーの動きを調整する。そして、ガバナスリーブのオリフィスと、ガバナシャフトの燃料圧逃がし通路とが一致したとき、オリフィス及び逃がし通路を通して、燃料噴射ポンプ内の燃料圧力の逃げが制御される。これにより、タイマ機構が制御されて燃料の噴射時期が制御される。

【0016】そして、本発明では、オリフィス及び逃がし

10

20

30

40

50

5

し通路のチューニングが図られることにより、ディーゼルエンジンの比較的高負荷の段階で、ロードセンシングタイマが作動しはじめるようにすることが可能である。かかるチューニングが施されることにより、排気エミッションの向上、騒音の防止が図られる。そして、上記のようなチューニングを施した場合、過給圧が低い（もしくは過給していない）低回転時に、全負荷（アクセルペダル全開）であっても、ガバナスリーブに応力が加わり、該ガバナスリーブが移動してしまう可能性がある。

【0017】しかし、本発明の構成によれば、ガバナレバーとガバナスリーブ先端との間に、弾性部材が設けられている。このため、ガバナレバーは、弾性部材の存在により、所定値以上の応力が加わらない限り移動しない。従って、ディーゼルエンジンの低回転時においては、ガバナレバーの移動を規制することが可能となる。そのため、低回転時において大きな出力が要求されているにもかかわらず、ロードセンシングタイマが作動して、タイマ機構が遅角側に制御されてしまうのが防止される。

【0018】また、第2の発明によれば、第1の発明の弾性部材は、コイルスプリングよりなる。従って、第1の発明の作用に加えて、コイルスプリングのばね定数等を調節することにより、特性が容易に調整することが可能となる。また、燃料噴射ポンプ内には、その他のスプリングも多数配設されうることから、腐食、破損等のおそれもない。さらに、ガバナレバー及びガバナスリーブ先端に対する装着及び取外しが容易に行われる。

【0019】

【実施例】以下、本発明におけるディーゼルエンジンの燃料噴射装置を具体化した一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0020】図1は本実施例において、車両に搭載されたディーゼルエンジンの燃料噴射装置の主要部を示す概略構成図である。また、図2は本実施例における過給機付ディーゼルエンジンシステムの概略断面図を示している。

【0021】これらの図に示すように、ディーゼルエンジンEには、燃料を該エンジンE内へ噴射するための分配型燃料噴射ポンプ1が設けられている。また、ディーゼルエンジンEには、各気筒に連通する吸気通路49及び排気通路50がそれぞれ設けられている。又、吸気通路49には過給機を構成するターボチャージャ51のコンプレッサ52が設けられ、排気通路50にはターボチャージャ51のタービン53が設けられている。更に、排気通路50にはウェストゲートバルブ54が設けられている。周知のように、ターボチャージャ51は排気ガスのエネルギーを利用してタービン53を回転させ、その同軸上にあるコンプレッサ52を回転させて吸入空気を昇圧させる。そして、吸入空気が昇圧されることにより、高密度の空気が主燃焼室55へ送り込まれて副燃

6

焼室56を通じて噴射された燃料が多量に燃焼され、ディーゼルエンジンEの出力が増大される。又、ウェストゲートバルブ54が開閉されることにより、ターボチャージャ51による吸入空気の昇圧レベルが調節される。

【0022】次に、分配型燃料噴射ポンプ1について詳しく説明する。分配型燃料噴射ポンプ1のポンプハウジング2下部には、図2の左右方向へ延びるドライブシャフト3が配設されている。このドライブシャフト3はディーゼルエンジンEによって回転駆動される。ドライブシャフト3上には、燃料タンク（図示しない）内の燃料をポンプハウジング2内の燃料室14へ供給するためのベーン型フィードポンプ（図1では90度展開されている）4のロータ4aが一体回転可能に取付けられている。

【0023】ポンプハウジング2下部において、ドライブシャフト3と同一軸線にはシリンダ5が取付けられ、このシリンダ5内に燃料加圧用のプランジャ6が摺動可能に嵌挿されている。プランジャ6の先端面（図の右端面）とシリンダの内底面との間の空間は高圧室7となっている。ドライブシャフト3とプランジャ6とは図示しないカップリング8によって連結されている。この連結により、プランジャ6はドライブシャフト3と一体的に回転可能であり、かつ、ドライブシャフト3に対して軸線方向（図の左右方向）への相対的な移動が可能である。

【0024】ポンプハウジング2下部には、ドライブシャフト3を中心とするローリング10が回転自在に取付けられている。ローリング10のプランジャ6側の面には複数のローラが等角度毎に支持されている。一方、プランジャ6の基端部（図の左端部）にはカムプレート12が一体回転可能に取付けられている。カムプレート12のドライブシャフト3側の面には、ディーゼルエンジンEの気筒数と同数のフェイスカム12aが形成されている。プランジャ6及びカムプレート12は、スプリング13によって常にローラに押し付けられている。そして、前記ドライブシャフト3の回転力がカップリング8を介してカムプレート12に伝達されることにより、同カムプレート12及びプランジャ6が回転しながら図中左右方向へ往復動する。この往復動により、前記高圧室7内が加圧及び減圧される。これらローリング10、ローラ、カムプレート12及びスプリング13等によりカム機構が構成されている。

【0025】ディーゼルエンジンEの気筒毎に設けられた燃料噴射弁へ前記高圧室7内の加圧燃料を分配して圧送するために、プランジャ6内には燃料通路18が形成され、該燃料通路18及びポンプハウジング2に形成された燃料管20等を介して燃料噴射弁が接続されている。

【0026】前記噴射を終了させるために、プランジャ

7

6の基端部側には、前記燃料通路18を中心として半径方向外方へ延びるスピルポート23が設けられている。スピルポート23はプランジャ6の外周面に開口している。また、プランジャ6上にはスピルリング24が軸線方向への相対摺動可能かつ相対回転可能に外嵌されている。燃料の圧送は、前記噴射行程後にプランジャ6がさらに往動し、スピルリング24によって塞がれていたスピルポート23が、そのスピルリング24のプランジャ6先端側端面(右端面)から抜け出て燃料室14内に開放されたときに終了する。このときには、加圧燃料がスピルポート23から溢流して圧力が急激に低下する。圧力低下により燃料の圧送が終わり、燃料噴射弁からの燃料噴射も停止する。

【0027】燃料の噴射量は、加圧開始から加圧終了までに移動するプランジャ6の距離(有効ストローク量)によって決定される。この有効ストローク量を変化させることで燃料噴射量の調整が行われる。

【0028】この調整に際しては、プランジャ6の往復動のストロークが一定であることから、スピルリング24の軸線方向の位置を変化させるようにしている。本実施例では、スピルリング24を図の右方へ変位させると、有効ストローク量が増大して加圧の終了が遅くなり、燃料噴射量が増加する。これとは逆に、スピルリング24を図の左方へ変位させると、有効ストローク量が短くなって加圧の終了が早くなり、燃料噴射量が減少する。

【0029】さらに、ディーゼルエンジンEの運転状況(回転数や負荷)に応じて前記スピルリング24の位置を調整するために、ポンプハウジング2には遠心力式のガバナ機構Gが内蔵されている。すなわち、本実施例では、プランジャ6、スピルリング24、ガバナ機構G等により噴射量調整機構が構成されている。

【0030】このガバナ機構Gについて説明すると、ポンプハウジング2内にはテンションレバー30及びコントロールレバー31を有するガバナレバー26が設けられている。ガバナレバー26は、ポンプハウジング2上部に回転可能に取付けられたフルロードアジャスタ28によって受け止められている。ガバナレバー26においては、さらには支軸29が固定され、この支軸29にテンションレバー30及びコントロールレバー31が回転可能に連結されている。コントロールレバー31の下端はスピルリング24に連結されており、この連結箇所が軸線方向へ移動することによりスピルリング24の位置が変化する。

【0031】また、前記フルロードアジャスタ28は、全負荷時の燃料噴射量を調整するためのものであり、これをねじ込むと、ガバナレバー26が反時計回り方向へ回転し、支軸29及びスピルリング24が燃料増量方向(図の右方向)へ移動する。

【0032】一方、ポンプハウジング2にはアジャステ

8

ィングレバー32が回転可能に取付けられている。アジャスティングレバー32はアクセルペダルに連結されており、その踏み込み量に応じて、アイドル位置と、全負荷位置との間で回転する。アジャスティングレバー32と前記テンションレバー30上端とはコントロールスプリング33等によって連結されている。そして、アクセルペダルが踏み込まれてアジャスティングレバー32が回転されると、コントロールスプリング33が引っ張られ、テンションレバー30が反時計回り方向へ回転する。この回転により、支軸29及びスピルリング24が燃料増量方向へ移動する。テンションレバー30の回転は規制部材としてのストップ36によって規制される。

【0033】なお、前記コントロールレバー31とテンションレバー30の間にはコイル状のアイドルスプリング37及び板状のスタートスプリング38が介在されている。

【0034】一方、前記ドライブシャフト3の上方にはガバナシャフト39が回転可能に支持され、その外周には伝達ギヤ40及びガバナケース41が取付けられている。伝達ギヤ40は前記ドライブシャフト3上のタイミングギヤに噛み合っており、そのタイミングギヤの回転にともない増速されて回転する。ガバナシャフト39上にはガバナスリーブ43が軸線方向への摺動可能に外嵌され、その先端が前記コントロールレバー31に当接している。ガバナケース41内には複数のフライウエイト44が設けられ、これらは伝達ギヤ40の回転数に応じた遠心力をガバナスリーブ43に伝達する。そして、回転数が高くなるとフライウエイト44が開いてガバナスリーブ43に対し、図の右方への応力を付与し、移動させる。そして、コントロールレバー31を時計回り方向へ回転させて、スピルリング24を噴射量減量方向(図の左方向)へ移動させるようになっている。

【0035】また、ポンプハウジング2の下部には、燃料室14内の燃料圧により作動する燃料噴射時期制御用の油圧式タイマ(図では90度展開されている)46が内蔵されている。タイマ46は、ドライブシャフト3の回転方向に対するローリング10の位置を調整することにより、フェイスカム12aがローラに係合する時期、すなわちカムプレート12及びプランジャ6の往復動タイミングを制御するものである。タイマ46は、タイマピストン46a及びタイマスプリング46bを備えている。

【0036】さらに、本実施例では、公知のロードセンシングタイマ(LST)が設けられている。すなわち、図1に示すように、前記ガバナスリーブ43にはオリフィス47が形成され、ガバナシャフト39には、燃料圧逃がし通路48が形成されている。燃料圧逃がし通路48は、レギュレーティングバルブ45を介してフィードポンプ4の吸入側に連通されている。

【0037】そして、ガバナスリーブ43がフライウエ

イト44により押されて相対移動し、オリフィス47と燃料圧逃がし通路48とが一致したとき、燃料室14内の燃料は燃料圧逃がし通路48を通してフィードポンプ4の吸入側に逃げる。このため、前記タイマ46のタイマピストン46aがタイマスプリング46bの付勢力により引き戻され、噴射時期が遅角側へと制御されるようになっている。

【0038】さらに、本実施例では、公知の過給圧補償装置としてのブーストコンベンセータ（ブーコン）61がポンプハウジング2の上部に設けられている。このブーコン61は、前記ストップパ36を、前記ターボチャージャ51による過給圧を用いて、燃料噴射量を増量側に駆動するものである。ブーコン61は、ダイヤフラム62により区分された圧力室63と背圧室64とを備え、ダイヤフラム62にはプッシュロッド65が設けられている。また、プッシュロッド65はテーパー部65aを備え、該テーパー部65aには、前記ストップパ36の先端に設けられたコネクティングピン36aの先端部分が当接している。前記圧力室63には前記吸気通路49の内圧が導入され、背圧室64には大気圧が導入される。

【0039】そして、ターボチャージャ51が作動して吸気通路49内の過給圧が所定値以上になると、図3に示すように、これを受けたダイヤフラム62は、図の下方に所定距離だけ偏倚する。これに伴いプッシュロッド65はその周りに設けられたスプリング66の付勢力に抗して図の下方へ移動する。このとき、前記テーパー部65aの作用によりコネクティングピン36aが移動するとともに、前記ストップパ36が回転する（このため、ストップパ36はコントロールアームともよばれる）。このストップパ36は、前記テンションレバー30を規制するものであるため、該ストップパ36の回転によりテンションレバー30の移動量が拡大されるようになる。その結果、スビルリング24が増量側へと移動され、全負荷時の燃料噴射量が増量されるようになっている。

【0040】さて、本実施例では、図1に示すように、前記ガバナレバー26のコントロールレバ31と、前記ガバナスリーブ43の先端部との間には、弾性部材としてのコイルスプリング70が設けられている。このコイルスプリング70は、燃料噴射ポンプ1内の設けられている他のスプリングと同等の素材により構成されている。

【0041】次に、前記のように構成された本実施例の作用及び効果について説明する。基本的には、燃料噴射ポンプ1内において、カム機構10、12、13によりプランジャ6が往復動される。

【0042】また、燃料噴射量調整機構では、プランジャ6の往復動により燃料がディーゼルエンジンEへ圧送され、燃料が噴射される。このとき、ディーゼルエンジンEの負荷（アクセルペダルの開度）に応じてテンションレバー30を含むガバナレバー26が駆動され、スビ

ルリング24が移動する。このとき、スビルリング24の移動により、プランジャ6の有効ストローク量が変更される。また、ストップパ36により、テンションレバー30の動きが規制されて、最大噴射量が規制される。

【0043】さらに、タイマ26においては、少なくともディーゼルエンジンEの回転数に応じてカム機構10、12、13の駆動タイミングが調節されて燃料噴射時期が調整される。

【0044】また、ディーゼルエンジンEの吸気通路49にはターボチャージャ51が設けられ、該ターボチャージャ51による過給圧が所定値以上となったとき、上述した動きにより、ブーコン61は、前記ストップパ36を回転させる。これにより、プランジャ6の有効ストローク量が増大され、ディーゼルエンジンEへの燃料噴射量の増量が図られる。

【0045】さらに、燃料噴射ポンプ1内に設けられたLSTの、ガバナシャフト39に対し軸方向に移動可能に支持されたガバナスリーブ43は、ガバナレバー26の動きを調整する。そして、図6に示すように、ガバナスリーブ43のオリフィス47と、ガバナシャフト39の燃料圧逃がし通路48とが一致したとき、オリフィス47及び逃がし通路48を通して、燃料噴射ポンプ1内の燃料圧力の逃げが許容される。これにより、タイマ46が上述のように駆動されて燃料の噴射時期が遅角側に制御される。

【0046】そして、本実施例では、オリフィス47及び逃がし通路48のチューニングが図られることにより、図9に示すように、比較的ディーゼルエンジン1の高負荷の段階で、LSTが作動しはじめるようになっている（LSTが作動しはじめる領域が比較的高負荷側にシフトしている）。かかるチューニングが施されることにより、排気エミッションの向上、騒音の防止が図られる。そして、上記のようなチューニングを施した場合、過給圧が低い（もしくは過給していない）低回転時に、全負荷（アクセルペダル全開）であっても、ガバナスリーブ43には、図4、7において、図の右側へ応力がかかることがある。かかる場合、従来技術では、ガバナスリーブは、右側へ移動してしまっていた。

【0047】しかし、本実施例によれば、ガバナレバー26とガバナスリーブ43先端との間に、コイルスプリング70が設けられている。このため、ガバナレバー26は、該コイルスプリング70の抗力により、ガバナスリーブ43に所定値以上の応力が加わらない限り移動しない。従って、ディーゼルエンジンEの低回転時には、ガバナレバー26の移動を規制することが可能となる。そのため、図9、10に示すように、低回転時には大きな出力が要求されているにもかかわらず、LSTが作動してしまつて、タイマ26が遅角側に制御されてしまうのを防止することができる。その結果、ディーゼルエンジンEの性能上の要求（出力特性の向上、ス

モークの発生防止、燃費の悪化防止等)を十分に満足することができる。

【0048】一方、回転数が増大し、図5, 6, 8に示すように、ガバナスリーブ43に所定値以上の応力、つまり、コイルスプリング70の抗力以上の応力が加わった場合には、従前通り、ガバナスリーブ43が移動し、オリフィス47と燃料圧逃し通路48とが一致する。このため、オリフィス47及び逃し通路48を通して、燃料噴射ポンプ1内の燃料圧力の逃げが許容される。従って、タイマ46が駆動され、燃料の噴射時期を遅角側に制御することができる。すなわち、回転数が所定以上である場合には、LSTの作動領域を広くすることができる。

【0049】すなわち、本実施例によれば、LSTの作動領域を広くすることができるのと同時に、ディーゼルエンジンEの性能上の要求を十分に満足することができるのである。

【0050】また、本実施例では、弾性部材として、コイルスプリング70を採用した。従って、コイルスプリング70のばね定数等を適宜に調節することにより、特性を容易に調整することができる。また、燃料噴射ポンプ1内には、その他のスプリングも多数配設されうることから、腐食、破損等のおそれもない。さらに、ガバナレバー26及びガバナスリーブ43先端に対する装着及び取外しを比較的容易に行うことができる。

【0051】なお、本発明は前記実施例に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲で構成の一部を適宜に変更して次のように実施することもできる。

(1) 前記実施例では、弾性部材としてコイルスプリング70を採用したが、低回転数時に、ガバナスリーブ43の移動を規制することのできる弾性部材であれば、例えばジャックボット、ゴム又はスポンジ等の弾性体(但し、燃料等によって腐食、損傷されないもの)を採用してもよい。

【0052】(2) 前記実施例では、ガバナスリーブ43先端と、ガバナレバー26のコントロールレバー31との間にコイルスプリング70を設けるようにしたが、ガバナスリーブ43先端と、ガバナレバー26のテンションレバー30との間にコイルスプリング70を設けるようにしてもよい。

【0053】(3) 前記実施例では、過給機としてターボチャージャ51を採用したが、スーパーチャージャであってもよい。

【0054】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明によれば、過給圧補償装置とロードセンシングタイマとを共に備えてなるディーゼルエンジンの燃料噴射装置において、ロードセンシングタイマの作動領域を広くすることができ、しかも、エンジン性能上の要求を満足することができるという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を具体化した一実施例において、車両に搭載されたディーゼルエンジンの燃料噴射装置を示す概略構成図である。

【図2】一実施例における過給機付ディーゼルエンジンシステムの概略断面図である。

【図3】一実施例において、ブーコンの作用を説明するための概略図である。

【図4】一実施例において、LSTを主とした燃料噴射装置の作用を説明する概略断面図である。

【図5】一実施例において、LSTを主とした燃料噴射装置の作用を説明する概略断面図である。

【図6】一実施例において、LSTを主とした燃料噴射装置の作用を説明する概略断面図である。

【図7】一実施例において、コイルスプリング近傍の作用を説明する拡大断面図である。

【図8】一実施例において、コイルスプリング近傍の作用を説明する拡大断面図である。

【図9】一実施例において、エンジン回転数に対する燃料噴射量(エンジン負荷)の特性を説明するグラフである。

【図10】一実施例において、エンジン負荷に対する進角量の特性を従来技術と対比して説明するグラフである。

【図11】従来技術において、エンジン回転数に対する燃料噴射量(エンジン負荷)の特性を説明するグラフである。

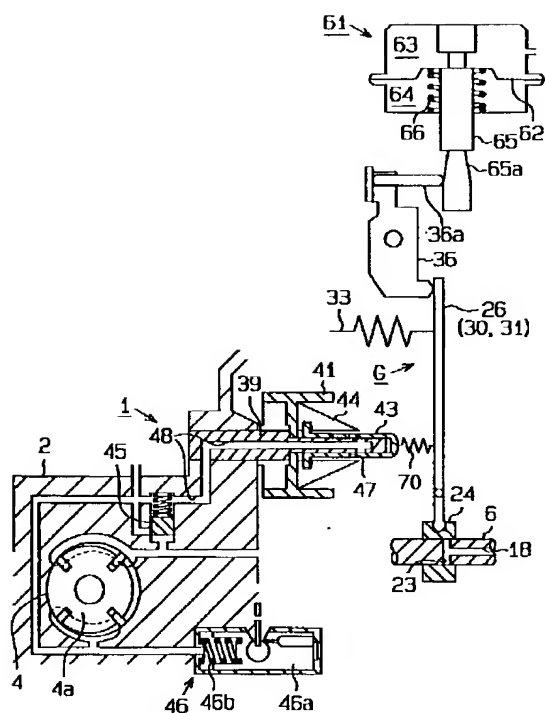
【図12】従来技術において、所定のチューニングを施した場合のエンジン回転数に対する燃料噴射量(エンジン負荷)の特性を説明するグラフである。

【図13】従来技術において、エンジン負荷に対する進角量の特性を示すものであって、不具合の発生を説明するためのグラフである。

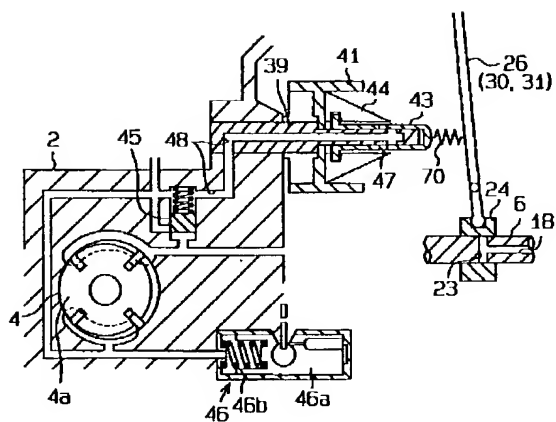
【符号の説明】

1…燃料噴射ポンプ、6…燃料噴射量調整機構を構成するプランジャ、10…カム機構を構成するローラリング、12…カム機構を構成するカムプレート、13…カム機構を構成するスプリング、24…燃料噴射量調整機構を構成するスピルリング、26…燃料噴射量調整機構を構成するガバナレバー、30…燃料噴射量調整機構を構成するテンションレバー、36…規制部材としてのストッパ、39…ロードセンシングタイマ(LST)を構成するガバナシャフト、43…LSTを構成するガバナスリーブ、46…タイマ機構を構成するタイマ、47…オリフィス、48…燃料圧逃し通路、49…吸気系としての吸気通路、51…過給機としてのターボチャージャ、61…過給圧補償装置としてのブーストコンベンセータ(ブーコン)、70…弾性部材としてのコイルスプリング、E…ディーゼルエンジン。

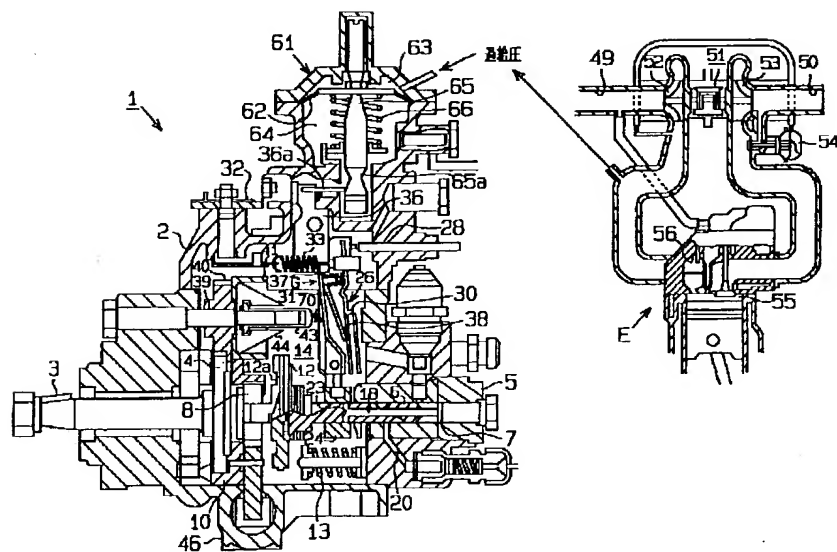
【図1】



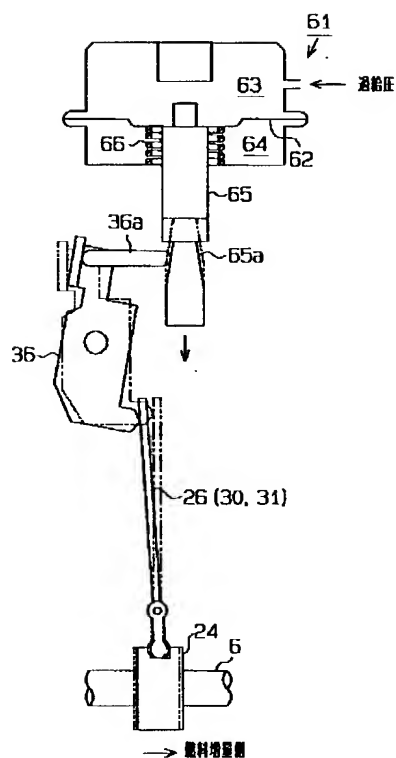
【図4】



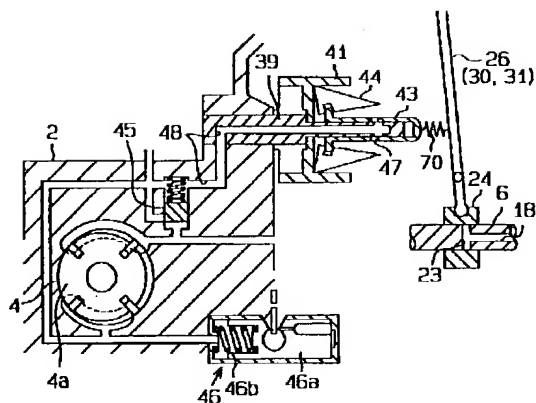
【図2】



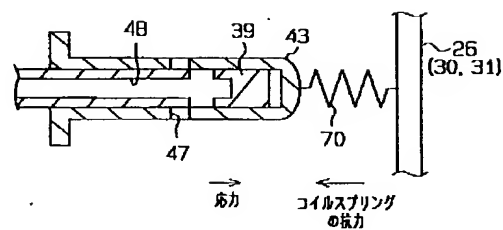
【図3】



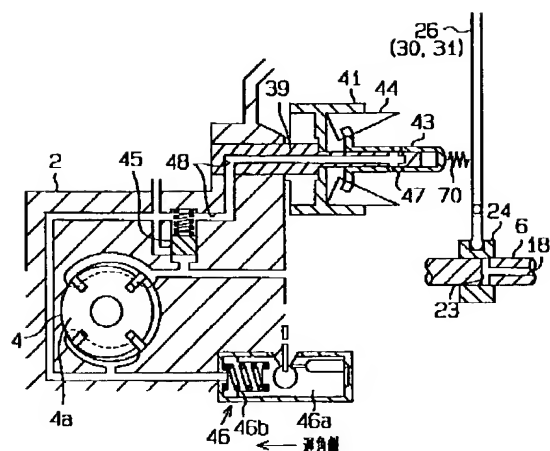
【図5】



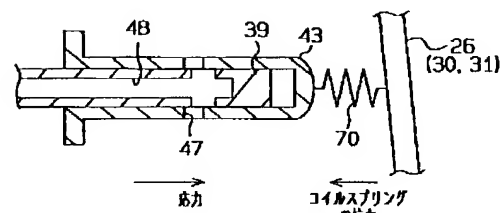
【図7】



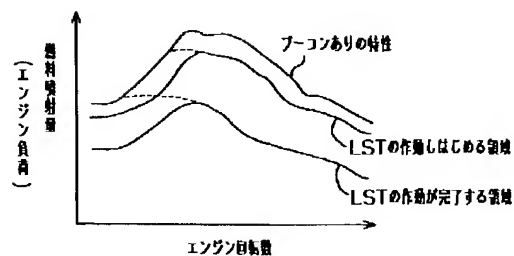
【図6】



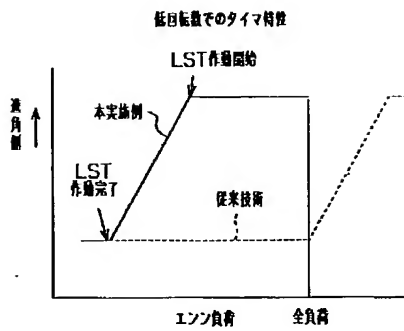
【図8】



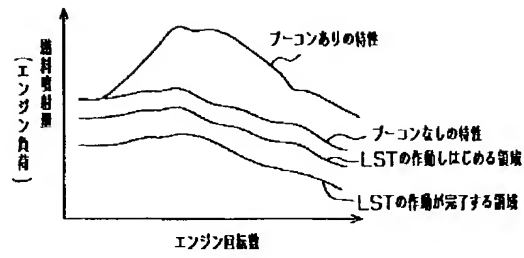
【図9】



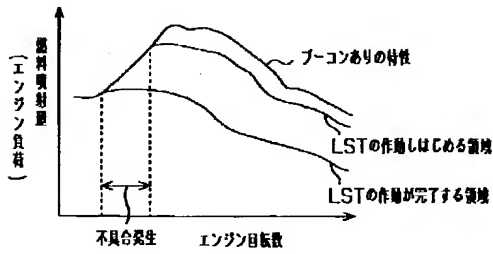
【図10】



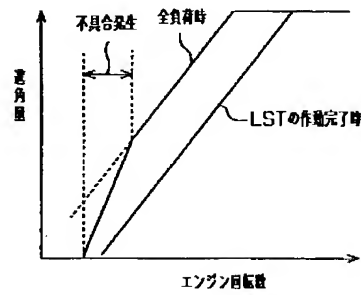
【図11】



【図12】



【図13】



PAT-NO: JP407189747A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 07189747 A

TITLE: FUEL INJECTION DEVICE FOR DIESEL
ENGINE

PUBN-DATE: July 28, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MINAMI, MINORU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP05330932

APPL-DATE: December 27, 1993

INT-CL (IPC): F02D001/02

ABSTRACT:

PURPOSE: To enlarge the operating area of a load sensing timer and satisfy demand on engine performance.

CONSTITUTION: A fuel injection pump 1 is provided with a load sensing timer (LST) and a boost compensator 61. Since an orifice 47 and a relief passage 48 are tuned, the LST starts operating in the high load stage of a diesel engine E to improve exhaust emission and the like, but at the time of low rotation, there is a case of stress being applied to a governor sleeve 43 even with full load. However, since a coil spring 70 is provided between a governor lever 26 and the tip of the governor sleeve 43, the governor lever 26 does not move due to the drag of the coil spring 70 unless stress of the specified value or more is applied to the governor sleeve 43. At the time of low rotation, the LST is not therefore operated despite large output being demanded.

COPYRIGHT: (C)1995,JPO